

Manual drive for window and seat adjusters in vehicle

Veröffentlichungsnummer DE4405870

Veröffentlichungsdatum: 1995-08-31

Erfinder DREHER UDO (DE); BRANDT CARSTEN (DE);
NEUS SABINE (DE); SCHECK GEORG (DE);
RAMPEL HANS (DE)

Anmelder: BROSE FAHRZEUGTEILE (DE)

Klassifikation:

- Internationale: G05G5/18; E05F11/50; B60N2/02

- Europäische: B60N2/02; E05F11/50B

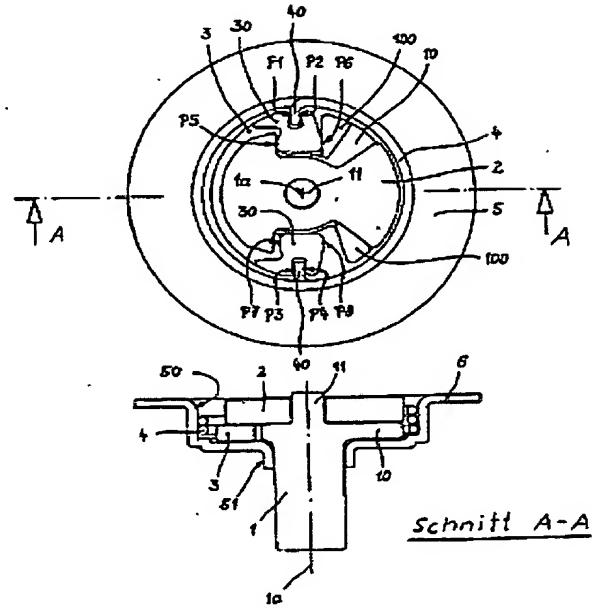
Anmeldenummer: DE19944405870 19940223

Prioritätsnummer(n): DE19944405870 19940223

[Report a data error here](#)

Translation to
Zusammenfassung von DE4405870

The drive unit has a coupling that uses a flexible cable (46) that is in contact with a cylindrical surface (50b). The ends of the cable are coupled to an amplifier lever (3b) that is subjected to a spring force (6) applied from the centre of rotation (16) and handle (2b) force (F). The points of force application are selected to provide the required locking force action.



This Page Blank (uspto)

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 44 05 870 A 1

⑯ Int. Cl. 6:
G 05 G 5/18
E 05 F 11/50
B 60 N 2/02

⑯ Anmelder:

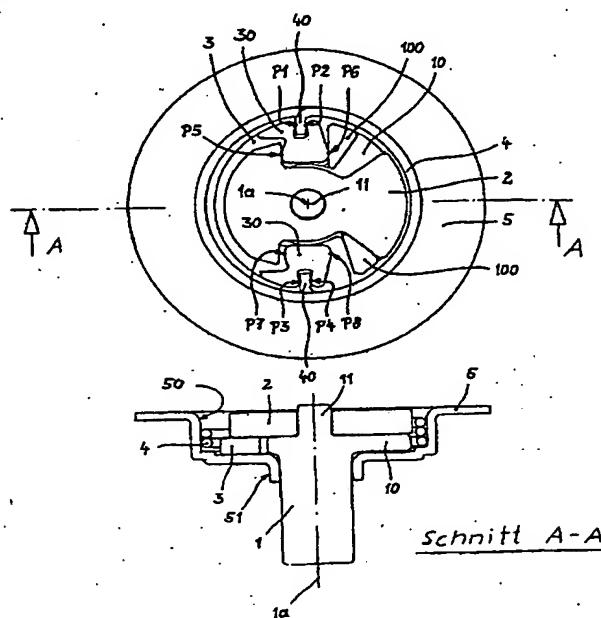
Brose Fahrzeugteile GmbH & Co KG, 96450 Coburg,
DE

⑯ Erfinder:

Dreher, Udo, 96450 Coburg, DE; Brandt, Carsten,
96479 Weidach, DE; Neuß, Sabine, 96450 Coburg,
DE; Scheck, Georg, 96479 Weitramsdorf, DE;
Rampel, Hans, 96482 Ahorn, DE

⑯ Manueller Antrieb für Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen

⑯ Die Erfindung betrifft einen manuellen Antrieb für Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen und zeichnet sich durch eine dauerhaft hohe Funktionssicherheit bei gleichzeitig einfacherem und kostengünstigeren konstruktiven Aufbau aus. Der Antrieb basiert auf der Verwendung eines mit einer zylindrischen Oberfläche in Eingriff stehenden Sperrelements 4, 4c, 4d, 4e mit einem Verstärkungshebel 3, 3c, 3d, 3e in Verbindung stehen, dessen Krafteinleitungspunkte P5, P6, P7, P8 mit den Antriebs- oder Abtriebselementen zwischen den Enden 40, 40c, 40d, 40e des Sperrelements 4, 4c, 4d, 4e und der Drehachse 1a, 1c, 1d, 1e des Antriebs liegen, wobei auf das Sperrelement 4, 4c, 4d, 4e verspannend bzw. lösend eingewirkt wird.



DE 44 05 870 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen
BUNDESDRUCKEREI 07. 95 508 035/68

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen manuellen Antrieb für Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Der Antrieb zeichnet sich durch eine dauerhaft hohe Funktionssicherheit bei gleichzeitig einfacher und kostengünstigem konstruktiven Aufbau aus. Außerdem ist durch einfache konstruktive Maßnahmen eine Anpassung an unterschiedliche technische Gegebenheiten, z. B. hinsichtlich des verfügbaren Bauraumes oder der Reibungsbedingungen möglich.

Antriebe, die ein federnd vorgespanntes Element zur Blockierung abtriebsseitig auftretender Kräfte verwenden, sind für unterschiedliche Anwendungen in Verstelleinrichtungen für Kraftfahrzeuge im Einsatz. So beschreiben beispielsweise US-PS 3,110,380 und DE 26 51 607 A1 Kurbelantriebe für Fensterheber.

Dabei wird die Drehbewegung einer Handkurbel über einen zentralen Kurbelbolzen auf ein Ritzel übertragen, das mit der Verzahnung eines Zahnsegments der Fensterheberkinematik kämmt. Der Kurbelbolzen lagert in einem Gehäuse, dessen zylindrische Innenfläche mit einer vorgespannten Schlingfeder im Kontakt steht. Nach innen gebogene Enden der Schlingfeder treten mit Vorsprüngen des Kurbelbolzens bei antriebseitiger Drehmomentenbelastung derart in Kontakt, daß die Schlingfeder einseitig geöffnet wird und durchrutschen kann. Bei antriebseitiger Drehmomentenbelastung jedoch wirkt ein mit dem Abtriebsritzel in Verbindung stehender Vorsprung derart auf eines der Schlingfedern, daß die Schlingfeder mit der zylindrischen Oberfläche noch stärker verspannt wird, wodurch eine abtriebseitig verursachte Bewegung blockiert wird.

Einen Antrieb für einen einstellbaren Fahrzeugsitz beschreibt DE 36 08 858 A1. Er basiert auf dem gleichen Wirkprinzip wie der voranbeschriebene Fensterheber; der Verstellweg ist jedoch nicht mit einer kontinuierlichen Kurbelbewegung, sondern mit einer alternierenden Pumpbewegung eines Antriebshebels durchfahrbar.

Der Antriebshebel ist mit einem schwenkbaren Gelenkarm verbunden, dessen Mitnehmer bei Ausführung einer Schwenkbewegung mit Mitnehmerflanken eines Stellrades in Eingriff treten und eine Drehbewegung verursachen. In der Achse des Stellrades ist eine Abtriebswelle angeordnet, die über die Enden einer links-sinnig- und einer rechtssinnig gewickelten Schlingfeder mit der zylindrischen Innenfläche einer gehäusefesten Aufnahmeebene verbunden ist. Zwischen den anderen nach innen gerichteten Schlingfederenden greift ein mit dem Stellrad festverbundener Anschlag, der bei einer Drehbewegung des Stellrades auf das Schlingfederende einwirkt, welches in Drehrichtung weist und dabei diese Schlingfeder löst. Die andere Schlingfeder wird durch ihre Kopplung an der Abtriebswelle in der Aufnahmeebene mitgeschleift. Demgegenüber wird jede Stellbewegung aufgrund abtriebseitiger Belastung blockiert, weil je nach der Richtung der Drehmomentenbelastung entweder die eine oder die andere Schlingfeder mit der zylindrischen Innenfläche der gehäusefesten Aufnahmeebene verspannt wird.

Der Nachteil der beschriebenen Antriebe besteht einerseits in einem relativ hohen Antriebsmoment, das durch die Reibung der mitschleifenden Feder verursacht wird, und andererseits in dem Unvermögen einer sicheren Blockierwirkung. Erhöht man zur Verbesserung der Bremswirkung die Vorspannkraft der Schlingfeder oder deren Windungszahl, so führt dies gleichzei-

tig zu Vergrößerung des Antriebsmoments. Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß mit zunehmender Windungszahl der Schlingfeder nicht nur die Bauhöhe des Antriebes steigt, es vergrößert sich auch das zur Aufrechterhaltung der Funktionstüchtigkeit notwendige Spiel.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Antrieb für Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen zu entwickeln, der abtriebseitige Momente nicht überträgt. Bei gleichzeitiger Verringerung des Antriebsmoments soll eine sichere abtriebseitige Sperrung des Antriebs gewährleistet sein. Die technische Umsetzung dieser Bedingungen soll in einem vergleichsweise geringen Bauraum bei geringem Gewicht, kostengünstig und mit einfachen Mitteln erfolgen.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche beschreiben Vorzugsvarianten der Erfindung, wobei das Erfindungsprinzip zum einen zur Blockierung abtriebseitiger Momente und zum anderen zur Übertragung antriebseitiger Momente Anwendung findet.

Das Wesen der Erfindung besteht in der kraftübertragenden Verbindung der Enden des Sperrelements und der sowohl antriebseitigen wie auch abtriebseitigen Zwischenschaltung des Verstärkungshebels in den Kraftfluß des Antriebes. Die kraftverstärkende Wirkung des Verstärkungshebels ergibt sich durch die Anordnung der kraftübertragenden Berührungsstellen mit den Antriebs- und/oder Abtriebselementen, der sogenannten Krafteinleitungspunkte, zwischen den Enden des Sperrelements und der Drehachse des Antriebs. So wird über den Verstärkungshebel — je nach Art der Belastung des Antriebes — auf das Sperrelement mit einer sperrenden bzw. lösenden Kraft eingewirkt. Die Kraftübertragungspunkte werden dabei von den Berührungsstellen zwischen dem Verstärkungshebel und den Antriebs- bzw. Abtriebselementen gebildet. Ihre Platzierung sorgt entsprechend der stets ungleich langen Hebelarme, in welche der Verstärkungshebel bei Belastung beiderseits der Kraftübertragungspunkte aufgeteilt ist, für entsprechend ungleich große, aber gleichgerichtete Belastungen auf die Enden des Sperrelements. Folglich wird auf beide Enden des Sperrelements stets eine lösend Kraft einwirken, wo durch sich in diesem Zustand das verbleibende Reibmoment und somit die Antriebsverluste stark verringern lassen, oder es wird auf beide Enden des Sperrelements stets eine das Sperrelement mit der zylindrischen Oberfläche verspannende Kraftkomponente einwirken, wodurch eine sichere Verbindung zwischen dem Sperrelement und der zylindrischen Oberfläche gewährleistet wird. Die Ursache hierfür liegt im selbstverstärkenden Effekt des erfindungsgemäßen Antriebs: Je größer die auf den Verstärkungshebel einwirkende Kraft ist, umso größer werden auch die auf die Enden des Sperrelements übertragenen verspannenden Kräfte.

Je nach Anwendungsfall können sehr unterschiedliche Ausführungen von Sperrelementen zur Anwendung kommen. Auf zylindrischen Außenflächen lassen sich grundsätzlich alle zugkraftübertragenden technischen Mittel, wie Seile, Ketten und Schlingfedern, einsetzen, während Sperrelemente, die mit zylindrischen Innenflächen in Eingriff treten sollen, auch Druckkräfte übertragen können müssen. Hierfür eignen sich neben sogenannten Schlingfedern auch Gliederketten.

Vielfältige, dem Anwendungszweck angepaßte Gestaltungsmöglichkeiten bietet auch der Verstärkungshe-

bei. Er kann die Enden des Sperrelements in doppelseitig wirkende Anschläge aufnehmen oder nur mit einfachen Anschlägen ausgerüstet sein, die jedoch auf das Sperrelement nur eine sperrende oder lösende Wirkung ausüben können. Um den notwendigen Bauraum und das Gewicht möglichst gering zu halten, wird vorzugsweise von einem kreisringabschnittsförmigen Verstärkungshebel ausgegangen. Dabei ist zur Achse des Antriebs ein so ausreichendes Spiel zu belassen, daß die zur Betätigung des Sperrelements notwendigen radialen Bewegungen des Verstärkungshebels ausgeführt werden können.

Für den erfundungsgemäßen Aufbau des Antriebs kann bezüglich der Gewährleistung einer sicheren Sperrwirkung des Sperrelements eine exakte mathematische Beziehung angegeben werden:

$$\mu \times \alpha > \ln((R_1 + R_2)/(R_1 - R_2))$$

Darin bedeuten:

μ — den Reibwert zwischen den Sperrelement und der zylindrischen Oberfläche,

α — den Umschlingungswinkel (im Bogenmaß) des Sperrelements auf der zylindrischen Oberfläche,

R_1 — den Abstand zwischen der Drehachse des Antriebs und dem Kraftangriffspunkt an den Enden des Sperrelements und

R_2 — den Abstand zwischen der Drehachse des Antriebs und dem Kraftangriffspunkt des Antriebs- oder Abtriebskraft auf den Verstärkungshebel.

Wird die voranstehende Ungleichung erfüllt, so kann von einer sicheren Sperrwirkung ausgegangen werden, d. h., der Antrieb wird eher brechen, als daß es zum Durchrutschen des Sperrelements kommt. Andernfalls jedoch muß beim Erreichen einer von den gegebenen Bedingungen abhängigen Belastung mit einem Durchrutschen des Sperrelements auf der zylindrischen Oberfläche gerechnet werden.

Bevorzugte Einsatzgebiete der Erfindung sind Kurbelantriebe für Kraftfahrzeugfensterheber und intermittierend arbeitende Schrittantriebe für manuelle Sitzverstelleinrichtungen. Im Fensterheberantrieb erlaubt die Erfindung eine bedeutende Reduzierung des Antriebsmoments bei gleichzeitig sicherer Sperrung abtriebseitiger Kräfte, z. B. verursacht durch einen Einbruchversuch, bei dem die Fensterscheibe nach unten gedrückt werden soll. In Antrieben für Sitzverstelleinrichtungen weist die Erfindung neben dem Vorteil des reduzierten Verstellmoments auch den Vorteil der Übertragbarkeit großer Kräfte mit einem schwach dimensionierten Sperrelement geringen Gewichts auf. Außerdem kann mit einfachen Mitteln der Antrieb vor Überlastung, z. B. durch Mißbrauch, geschützt werden.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen und den dargestellten Figuren näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1a abtriebseitige Draufsicht auf einen offenen Kurbelantrieb für einen Fahrzeugfensterheber mit Doppelanschlägen in den Enden des Verstärkungshebels;

Fig. 1b Schnittdarstellung durch die Drehachse des Antriebs gemäß Fig. 1a;

Fig. 1c abtriebseitige Draufsicht gemäß Figur 1a, jedoch ohne Abtriebsscheibe (zur Verdeutlichung der Anordnung des Antriebssegments und des Verstärkungshebels);

Fig. 1d Schnittdarstellung durch die Drehachse des Antriebs gemäß Fig. 1c;

Fig. 2a abtriebseitige Draufsicht auf einen offenen Kurbelantrieb für einen Fahrzeugfensterheber mit einfachanschlägen an den Enden des Verstärkungshebels;

Fig. 2b Schnittdarstellung durch die Drehachse des Antriebs gemäß Fig. 2a;

Fig. 3 vereinfachte, schematische Darstellung des Erfindungsprinzips unter Verwendung eines Seils als Sperrelement;

Fig. 4 Seitenansicht eines intermittierend arbeitenden Schrittantriebs unter Verwendung eines mit einer äußeren zylindrischen Oberfläche im Eingriff stehenden Sperrelement, z. B. für eine Verstelleinrichtung eines Kraftfahrzeugs;

Fig. 5a Seitenansicht eines intermittierend arbeitenden Schrittantriebs mit Überlastbegrenzung durch zwei Zugfedern bei Krafteinwirkung im Normallastbereich;

Fig. 5b Seitenansicht eines intermittierend arbeitenden Schrittantriebs gemäß Fig. 5a bei Krafteinwirkung im Überlastbereich;

Fig. 6a Seitenansicht eines intermittierend arbeitenden Schrittantriebs mit Überlastbegrenzung durch eine Druckfeder, ohne Ansprechen der Überlastsicherung;

Fig. 6b wie Fig. 6a, jedoch mit Ansprechen der Überlastsicherung.

Anhand der vereinfachten, schematischen Darstellung von Fig. 3 wird noch einmal das Erfindungsprinzip erläutert: Auf einer zylindrischen Außenfläche ist ein Seil 4b umschlingend angeordnet und mit seinen Enden in Seileinhangungen 40b des Verstärkungshebels 3b befestigt. Da das Seil wegen seiner Flexibilität aus sich selbst heraus keine Vorspannung auf die zylindrische Oberfläche aufbringen kann, übernimmt diese Aufgabe eine Feder 6, die sich zwischen der Drehachse 1b und dem Verstärkungshebel 3b abstützt, so daß die Federkraft in Zugrichtung auf die Seilenden übertragen wird. Eine abtriebseitig Kraft F wirkt von einer Abtriebskurve 2b über den Krafteinleitungspunkt P auf den Verstärkungshebel 3b ein. Entsprechend der asymmetrischen Platzierung des Krafteinleitungspunktes P, wird der Verstärkungshebel 3b in ungleich lange Hebelarme aufgeteilt. Das Verhältnis des Abstandes R2 der Kraft F und des Abstandes R1 des Kraftangriffspunktes an das Seil 4b von der Drehachse 1b des Antriebes entspricht dem Verhältnis der Aufteilung der Kraft F in die Kräfte F1 und F2, wobei F1 größer als F2 ist.

Eine sichere Sperrwirkung des Antriebs wird dann erreicht, wenn das Sperrelement eine so ausreichend große Vorspannung auf der zylindrischen Oberfläche aufweist, daß die Einleitung einer Anfangskraft nicht zum sofortigen Durchrutschen des Sperrelements führt. Im beschriebenen Fall der Verwendung eines Seils 4b als Sperrelement wird die dafür notwendige Kraft von der Feder 6 aufgebracht; im Falle einer Schlingfeder 4 wird die notwendige Kraft aus der Elastizität des Materials selbst gewonnen.

Der erfundungsgemäße Aufbau des Antriebes belastet stets beide Enden des Sperrelements 4, 4b in die gleiche Richtung, so daß bei Belastungszuständen, die das Sperrelement 4, 4b mit der zylindrischen Oberfläche 50, 50b verspannen, ein Selbstverstärkungseffekt auftritt. Dadurch wird ein Durchrutschen des Sperrelements sicher verhindert. Auch in der auf das Sperrelement lösend wirkenden Belastungsrichtung werden auf beide Enden des Sperrelements gleichgerichtete Kräfte ausgeübt. Dieser Effekt ist allerdings weniger für Seile 4b als für Schlingfedern 4 von Bedeutung. Dadurch wird eine sichere Funktion des Antriebes bei vergleichsweise wenigen Windungen und geringer Vorspannung der

Schlingfeder erreicht, was Gewicht und Bauraum spart. Außerdem verringert sich der Verschleiß wegen der herabgesetzten Reibung zwischen der zylindrischen Oberfläche 50 und der Schlingfeder 4.

Die Anwendung der Erfindung für einen Kurbelantrieb eines Fahrzeugfensterhebers ist in den Fig. 1a bis 1c dargestellt, wobei die Fig. 1a und 1b komplett die erfundungswesentlichen Teile in einem offenen Gehäuse 5 zeigen, während die Fig. 1c und 1d zur Verdeutlichung der am Boden des Gehäuses 5 angeordneten Bauteile 3, 10 auf die Darstellung der Abtriebsscheibe 2 verzichten.

Die mit einer (nicht dargestellten) Handkurbel verbundene Antriebswelle 1 des Kurbelantriebs lagert in einem Durchzug 51 des als Topfprägung ausgebildeten Gehäuses 5. Vorzugsweise ist die Antriebswelle 1 durch ein Druckgußverfahren hergestellt worden, um in einfacher Weise das Antriebssegment 10 mit seinen Antriebsnocken 100 und den Zapfen 11 zur Lagerung der Abtriebsscheibe 2 anformen zu können. An der zylindrischen Innenwandung 50 des Gehäuses 5, liegt die als Sperrelement fungierende Schlingfeder 4 mit einer vorgewählten Spannung an. Ihre nach innen gebogenen Enden 40 sind von radial gerichteten Ausnehmungen im Bereich der Enden des Verstärkungshebels 3 umgriffen. Dort treten beide Teile 3, 4 (je nach Belastungsrichtung: vom Antrieb oder vom Abtrieb) mit den Kraftangriffspunkten P1 und P3 oder P2 und P4 in Eingriff. Ebenfalls im Bereich der Enden des Verstärkungshebels 3 erheben sich Hebelnocken 30, die einerseits über die Krafteinleitungspunkte P6 und P8 mit den Antriebsnocken 100 und andererseits über die Krafteinleitungspunkte P5 und P7 mit Anschlagsflächen der Abtriebsscheibe 2 in einen kraftübertragenden Kontakt treten können. Die Abtriebsscheibe 2 steht mit einem nachgeschalteten Abtriebsgetriebeelement, z. B. einem Ritzel, in Verbindung, das auch mit der Abtriebsscheibe 2 ein einstückiges Bauteil bilden kann.

Im Falle der abtriebseitigen Belastung des Kurbelantriebs kommt es entsprechend der angedeuteten Belastungsrichtung zur Einleitung der Abtriebskraft über den Krafteinleitungspunkt P5 und die beiden Hebelnocken 30 auf die Enden der Schlingfeder 4, wodurch diese mit der zylindrischen Innenfläche 50 des Gehäuses 5 verspannt wird. Die im Krafteinleitungspunkt P5 eingeleitete Kraft teilt sich entsprechend der Verhältnisse der Hebellängen R1, R2 auf die Schlingfederenden 40 auf.

Im Falle der antriebseitigen Belastung erfolgt die Kraftübertragung über die Antriebswelle 1, das Antriebssegment 10, die Antriebsnocken 100, der im Krafteinleitungspunkt P6 mit dem Hebelnocken in Kontakt tritt. Schließlich wird die Schlingfeder 4 durch die vom Verstärkungshebel 3 ausgehenden, entsprechend den Hebelverhältnissen unterschiedlichen Kräften entlastet und die Vorspannung gegen die zylindrische Innenfläche gelockert. Um die erforderliche Bewegungsfreiheit des Verstärkungshebels (bedingt durch elastische Verformungen, insbesondere der Schlingfederende 40) zu gewährleisten, ist dem Verstärkungshebel 3 ein ausreichendes Spiel zwischen der Schlingfeder 4 und dem benachbarten axialen Bereich des Antriebssegments belassen.

Die Antriebsvariante von Fig. 2 unterscheidet sich von der voran beschriebenen (gemäß Fig. 1) nur durch die Verbindung des Verstärkungshebels 3 zu den Enden 40 der Schlingfeder 4. An den Hebelnocken 30a sind nur noch einfache Anschläge vorgesehen, die über den Kraftangriffspunkt P10 mit der Schlingfeder 4 in Eingriff treten, wenn eine abtriebseitige Kraft von der Ab-

triebsscheibe 2 über den Krafteinleitungspunkt P50 auf den Hebelnocken 30a übertragen wird. Aufgrund der schon beschriebenen asymmetrischen Teilung des Verstärkungshebels durch die entsprechende Platzierung des Krafteinleitungspunktes P50, kommt es zu einer entsprechenden Aufteilung der eingeleiteten Kraft auf die Schlingfederenden 40, welche die Schlingfeder 4 verspannen. Bei antriebseitiger Belastung tritt der Antriebsnocken 100a zuerst mit dem Hebelnocken 30a im Krafteinleitungspunkt P60 in Kontakt, um eine eventuell am Schlingfederende anliegende abtriebseitige Kraft aufzuheben. Anschließend kommt es zum Eingriff des Antriebsnockens 100a mit dem Schlingfederende 40. Da wegen der nur einfachen Anschläge der Hebelnocken 30a keine Weiterleitung der Kraft an das gegenüberliegende Schlingfederende 40 erfolgen kann, kann die Schlingfeder auch nur einseitig gelöst werden. Infolge der gegenüber der Variante von Fig. 1 größeren Reibung zwischen dem Sperrelement 4 und der zylindrischen Oberfläche 50 muß hier ein entsprechend höheres Antriebsmoment aufgebracht werden.

Fig. 4 zeigt die Seitenansicht eines intermittierend wirkenden Antriebs, z. B. für einen höhenverstellbaren Fahrzeugsitz. Eine Schlingfeder 4c ist mit geringer Vorspannung auf der Hohlwelle 1c angeordnet. Auf dem koaxial angeordneten Zapfen 11c lagert der Antriebshebel 7c, der in beide Richtungen über einen begrenzten Winkelbereich geschwenkt werden kann. Beiderseits der Drehachse sind – im wesentlichen radial ausgerichtete – Langlöcher 70 angeordnet. Ihre oberen Begrenzungen bilden für die Hebelnocken 30c des Verstärkungshebels 3c Anschläge 70a, 70b. Wenn zur Herstellung des Verstärkungshebels 3c Blech verwendet wird, dann können die Hebelnocken 30c auch als einfache Materialausstellungen ausgebildet sein. Der abgewinkelte Endbereich 31 besitzt Schlitze zur Aufnahme der Schlingfederenden 40c. In der sogenannten Null-Punkt-Lage des Antriebshebels 7c stützen sich beide Schenkel der Schenkelfeder 8 an gehäusefesten Anschlägen 80 ab, wobei gleichzeitig eine möglichst spielfreie Zentrierung des Verstärkungshebels 3c über seine abgewinkelten Enden 31 erreicht werden soll.

Wird der Antriebshebel 7c beispielsweise nach unten gedrückt, so tritt der Anschlag 70a mit dem Hebelnocken 30c in Kontakt und überträgt die Antriebskraft über den Verstärkungshebel 3c auf die beiden Schlingfederenden 40c, wobei die Schlingfeder 4c mit der äußeren zylindrischen Oberfläche 50c verspannt wird und die Hohlwelle 1c mitnimmt. Bei dieser Schwenkbewegung des Antriebshebels 7c übt das abgewinkelte Ende 31a der belasteten Seite des Verstärkungshebels 3c eine Stellbewegung auf den daran anliegenden Schenkel der Schenkelfeder 8 aus, deren Reaktionskraft der Antriebskraft entgegengesetzt ist.

Wenn keine Antriebskraft mehr auf den Antriebshebel 7c wirkt, dann führt die Schenkelfeder 8 eine Rückstellkraft auf den Nocken 30 und damit auf das abgewinkelte Ende 31a des Verstärkungshebels 3c aus. Diese Rückstellkraft wird auf das eingehängte Schlingfederende 40c übertragen, wodurch die Vorspannung der Schlingfeder 4c aufgehoben wird und die Schlingfeder 4c auf der Hohlwelle 1c durchrutscht, während die Hohlwelle selbst stehen bleibt. Aus der wieder erreichten Null-Punkt-Lage des Antriebshebels heraus kann nun auch eine Stellbewegung in die andere Drehrichtung erfolgen. In diesem Falle tritt der Anschlag 70b mit dem Nocken 30c in Eingriff. Die Antriebskraft wird entsprechend der Hebelarmverhältnisse ungleichmäßig auf

die Schlingfederenden 40c verteilt und verursacht eine Drehbewegung in die entgegengesetzte Richtung. Auch die Rückstellung des Antriebs in seine Null-Punkt-Lage erfolgt entsprechend dem schon Beschriebenen.

Der in Fig. 5 dargestellte Antrieb entspricht weitestgehend dem von Fig. 4. Er ist jedoch mit einer Überlastsicherung ausgestattet, indem die als doppelseitige Anschläge fungierenden Schlüsse der abgewinkelten Enden 31a, 31b des Verstärkungshebels 3c (Fig. 4) durch einseitig wirkende feste Anschläge der abgewinkelten Enden des Verstärkungshebels 3d und andererseitig federnd wirkende Anschläge für die Schlingfederenden 40d (Fig. 5) ersetzt wurden. Die in den Schlingfederenden 40d eingehängten Zugfedern 9a, 9b greifen an den Enden des Verstärkungshebels 3d an, so daß sich dieser andererseits gegen die Schlingfederenden 40d abstützt.

Die Funktionsweise dieses Antriebs entspricht im Normallastbereich völlig der Funktionsweise des Antriebes von Fig. 4. Im Falle einer Überlastung des Antriebes jedoch führt die vorgespannte Feder 9a der belasteten Seite des Verstärkungshebels 3d einen Weg aus, wobei der Verstärkungshebel 3d um die Einhängung der anderen Feder 9b im Schlingfederende 40d schwenkt. Nach Ausführung eines gewissen Wegs tritt der untere Anschlag 70d der Aussparung 70 der unbelasteten Seite des Verstärkungshebels 3d mit den Hebelnocken 30d in Eingriff. Dies führt zu einer Krafteinleitung über die Stützstelle 34b auf das Schlingfederende 40d entgegen der Vorspannung der Schlingfeder 4d, wodurch diese gelöst wird und auf der zylindrischen Oberfläche 50d durchrutscht. Die Belastungsgrenze des Antriebs, bis zu der die Antriebskräfte übertragen werden können und so zu Stellbewegungen führen, hängt von der Vorspannkraft der Zugfedern 9a, 9b ab. Bei Verwendung unterschiedlich starker Zugfedern 9a, 9b ergeben sich zwangsläufig für jede Belastungsrichtung unterschiedliche Belastungsgrenzen.

Einen weiteren Antrieb mit Überlastsicherung zeigt Fig. 6. Diese Variante kommt mit nur einer Feder 710 zur Begrenzung der übertragbaren Antriebskraft für beide Belastungsrichtungen aus. Die vorgespannte Druckfeder 710 lagert in einer Ausnehmung 71 des Antriebshebels 7e. Bei Normalbelastung (siehe Fig. 6a) entspricht die Funktionsweise dem voran schon beschriebenen Funktionsprinzip, wobei auch die Druckfeder 710 nicht mit dem Zapfen 11e der Antriebswelle in Wirkbeziehung tritt. Erst wenn ein vorgegebenes und durch die Spannung der Druckfeder 710 bestimmtes Grenz-Antriebsmoment überschritten wird (siehe Fig. 6b), kommt es zu einer Abstützung des Zapfens 11e gegen die Druckfeder 710, wobei sich der Antriebshebel 7e um den jeweils belasteten Nocken 30e dreht. Nach einem gewissen Weg kommt es dann zum Eingriff des jeweiligen unbelasteten Nocken 30e mit einem "lösenden" Anschlag 70c bzw. 70d. Die dort auftretende Kraft wird über die abgewinkelten Enden 31 des Verstärkungshebels 3e auf die entsprechende Schlingfeder 4e übertragen. Dadurch wird die Schlingfeder 4e gelöst und kann auf der zylindrischen Oberfläche 50e durchrutschen.

Die in den Fig. 4 bis 6 beschriebenen Antriebe sind zusätzlich mit (nicht dargestellten) Bremseinrichtungen oder Sperren ausgerüstet, die abtriebseitig auftretende Momente aufnehmen.

Bezugszeichenliste

1 Antriebswelle

1a	Drehachse
1b	Drehachse
1c	Hohlwelle
10	Antriebssegment
5	11 Zapfen
	11c Zapfen
	11d Zapfen
	11e Zapfen
	100 Antriebsnocken
10	100a Antriebsnocken
	2 Abtriebsscheibe
	2b Abtriebskurzel
	3 Verstärkungshebel
	3a Verstärkungshebel
15	3b Verstärkungshebel
	3c Verstärkungshebel
	3d Verstärkungshebel
	3e Verstärkungshebel
	30 Hebelnocken
20	30a Hebelnocken
	30c Hebelnocken
	30d Hebelnocken
	30e Hebelnocken
	31 abgewinkelter Endbereich mit Aufnahmeschlitz für Schlingfederende
25	34a Stützstelle
	34b Stützstelle
	4 Sperrelement (Schlingfeder)
	4b Sperrelement (Seil)
30	4c Sperrelement (Schlingfeder)
	4d Sperrelement (Schlingfeder)
	4e Sperrelement (Schlingfeder)
	40 Schlingfederende
	40a Schlingfederende
35	40c Schlingfederende
	40d Schlingfederende
	40e Schlingfederende
	5 Gehäuse
	50 zylindrische Innenfläche
40	50b zylindrische Außenfläche
	50c zylindrische Außenfläche
	50d zylindrische Außenfläche
	50e zylindrische Außenfläche
	51 Durchzug
45	6 Feder
	7 Antriebshebel
	7c Antriebshebel
	7d Antriebshebel
	7e Antriebshebel
50	70 Langloch
	70a Transportanschlag
	70b Transportanschlag
	70 Überlastanschlag
	70d Überlastanschlag
55	71 Ausnehmung
	710 Druckfeder
	8 Zentrierfeder
	80 gehäusefester Anschlag
	9a Zugfeder
60	9b Zugfeder
	A1 Achse
	A2 Achse
	A3 Achse
	A4 Achse
65	F Kraft
	F1 Kraft
	F2 Kraft
	P Krafteinleitungspunkt

P1 Kraftangriffspunkt
 P10 Kraftangriffspunkt
 P2 Kraftangriffspunkt
 P20 Kraftangriffspunkt
 P3 Kraftangriffspunkt
 P4 Kraftangriffspunkt
 P5 Krafteinleitungspunkt
 P50 Krafteinleitungspunkt
 P6 Krafteinleitungspunkt
 P60 Krafteinleitungspunkt
 P7 Krafteinleitungspunkt
 P8 Krafteinleitungspunkt
 R1 Abstand
 R2 Abstand

schnittes aufweist und an seinen Enden einseitig gerichtete Einfach-Anschlüsse trägt, mit denen die Enden (40) des Sperrelements (4) bei einer Belastungsrichtung des Antriebes in Wirkverbindung treten können, so daß entweder ein Verspannen oder ein Lösen des Sperrelements (4) auf bzw. von der zylindrischen Oberfläche (50) erfolgt.

7. Manueller Antrieb nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Gewährleistung einer sicheren Sperrwirkung des Sperrelements folgende Bedingung erfüllt ist:

$$\mu \times \alpha > \ln((R_1 + R_2)/(R_1 - R_2)), \text{ wobei}$$

Patentansprüche

1. Manueller Antrieb für Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen, insbesondere für Fensterheber und Sitzverstelleinrichtungen, unter Verwendung eines flexiblen Sperrelements, das mit einer zylindrischen Oberfläche kraftschlüssig in Eingriff bringbar ist, wobei bei antriebseitiger und/oder abtriebseitiger Belastung auf die Enden des Sperrelements derart eingewirkt wird, daß das Sperrelement mit der zylindrischen Oberfläche verspannt bzw. seine Verspannung mit der zylindrischen Oberfläche verringert oder gelöst ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Enden (40, 40c, 40d, 40e) des Sperrelements (4, 4c, 4d, 4e) mit einem Verstärkungshebel (3, 3c, 3d, 3e) in Verbindung stehen, dessen Krafteinleitungspunkte (P5, P6, P7, P8) mit den Antriebs- oder Abtriebssegmenten zwischen den Enden (40, 40c, 40d, 40e) des Sperrelements (4, 4c, 4d, 4e) und der Drehachse (1a, 1c, 1d, 1e) des Antriebs liegen, wobei auf das Sperrelement (4, 4c, 4d, 4e) verspannend bzw. lösend eingewirkt wird.
2. Manueller Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Krafteinleitungspunkte (P5, P6, P7, P8) des Verstärkungshebels (3, 3c, 3d, 3e) und die Kraftangriffspunkte (P1, P2, P3, P4) des Sperrelements (4) auf jeweiligen Achsen (A1, A2, A3, A4) liegen, die den Antrieb möglichst nahe seiner Drehachse (1a) schneiden.
3. Manueller Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verwendung einer zylindrischen Innenfläche (50) Sperrelemente zum Einsatz kommen, die Zug- und Druckkräfte übertragen, wie z. B. Schlingfedern (4) und Gliederketten.
4. Manueller Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Verwendung einer zylindrischen Außenfläche (50b, 50c, 50d, 50e) Sperrelemente zum Einsatz kommen, die Zug- und Druckkräfte oder nur Zugkräfte übertragen, wie z. B. Schlingfedern (50c, 50d, 50e), Gliederketten bzw. Seile (4b).
5. Manueller Antrieb nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Verstärkungshebel (3) im wesentlichen die Form eines Kreisringabschnittes aufweist und an seinen Enden Doppelanschlüsse trägt, in denen die Enden (40) des Sperrelements (4) lagern, so daß je nach Belastungsrichtung ein Verspannen bzw. ein Lösen des Sperrelements (4) auf bzw. von der zylindrischen Oberfläche (50) erfolgt.
6. Manueller Antrieb nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Verstärkungshebel (3a) im wesentlichen die Form eines Kreisringab-

μ — den Reibwert zwischen dem Sperrelement und der zylindrischen Oberfläche,

α — den Umschlingungswinkel (im Bogenmaß) des Sperrelements auf der zylindrischen Oberfläche,
 R_1 — den Abstand zwischen der Drehachse des Antriebs und dem Kraftangriffspunkt an den Enden des Sperrelements und

R_2 — den Abstand zwischen der Drehachse des Antriebs und dem Kraftangriffspunkt des Antriebs- oder Abtriebskraft auf den Verstärkungshebel darstellen.

8. Manueller Antrieb nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei seinem Einsatz für einen Fensterheber eines Kraftfahrzeugs das als Schlingfeder (4) ausgebildete Sperrelement auf der zylindrischen Innenfläche (50) eines Gehäuses (5) mit geringer Vorspannung lagert, daß die Enden des Verstärkungshebels (3, 3a) Nocken (30, 30a) tragen, deren radial nach außen gerichtete Öffnungen die umgebogenen Schlingfederenden (40) aufnehmen, daß ein mit der Antriebsachse verbundenes Segment (10) wenigstens einen Antriebsnocken (100) trägt, der mit den Hebelnocken (30, 30a) einen Kraftangriffspunkt (P6, P60) in einem Abstand ($R_2 < R_1$) von der Antriebsachse (1a) bildet, wobei auf die Enden (40) des Sperrelements (4) eine lösende Kraft ausgeübt wird, und daß eine auf den Zapfen (11) gelagerte Abtriebsscheibe (2) mit einem Hebelnocken (30, 30a) einen Kraftangriffspunkt (P5, P50) in einem Abstand ($R_2 < R_1$) von der Antriebsachse (1a) bildet, wobei auf die Enden (40) des Sperrelements (4) eine verspannende Kraft ausgeübt wird.

9. Manueller Antrieb nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei seinem Einsatz für einen in beide Drehrichtungen intermittierend wirkenden (Schritt-)Antrieb eines einstellbaren Fahrzeugsitzes das als Schlingfeder oder Seil ausgebildete Sperrelement auf der zylindrischen Außenfläche einer Antriebswelle mit geringer Vorspannung lagert, daß die Enden des Sperrelements in Ausnehmungen der Enden des Verstärkungshebels angeordnet sind, daß auf beiden Seiten des Verstärkungshebels zwischen der Antriebsachse und dem jeweiligen Schlingfederende doppelseitige, im wesentlichen in Umfangsrichtung verlaufende Anschlüsse angeordnet sind, mit denen Anschlagslemente eines auf der Achse gelagerten Betätigungshebels in Eingriff bringbar sind, wobei der eine Anschlag der doppelseitigen Anschlüsse der Verspannung und der andere Anschlag der doppelseitigen Anschlüsse dem Lösen des Sperrelements dient, und daß ein Zentriermittel

zur Rückführung des mit dem Verstärkungselement verbundenen Spannelements in seine Null-Punkt-Lage vorgesehen ist.

10. Manueller Antrieb nach Anspruch 1 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Zentriermittel eine Schenkelfeder (8) ist, deren bei Betätigung des Antriebes ausgelenkter Schenkel solange auf den Verstärkungshebel (3c, 3e) einwirkt, bis der Schenkel seinen Zentrieranschlag (80) erreicht hat. 5

11. Manueller Antrieb nach Anspruch 1, 6 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Enden (40d) des Sperrelements (4d) mit dem Verstärkungshebel (3d) über vorgespannte Federn (9a, 9b) verbunden sind, wobei die Federenden einerseits an den Enden des Sperrelements (4d) in Verspannrichtung angreifen und andererseits am Verstärkungshebel (3d) abgestützt sind. 15

12. Manueller Antrieb nach Anspruch 1, 5 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß in einer Aufnahmeöffnung (71) des Antriebshebels (7e) eine vorgespannte, gegen die Lagerachse (1e) des Antriebes wirkende Feder (710) lagert, so daß beim Überschreiten eines durch die Vorspannung der Feder (710) bestimmten (Grenz-) Antriebsmoments der Antriebshebel (7e) gegen die Federkraft bewegt, 20 wobei sich der Antriebshebel (7e) um den jeweiligen Kraftangriffs punkt dreht, der von dem nichtbelasteten Hebelhocken (30e) und dem Anschlag (70d) der Ausnehmung (70) gebildet wird. 25

13. Manueller Antrieb nach Anspruch 1 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß der intermittierend wirkende (Schritt-)Antrieb mit einer Bremse oder einer Sperre verbunden ist, die die abtriebseitigen Kräfte aufnimmt. 30

35

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

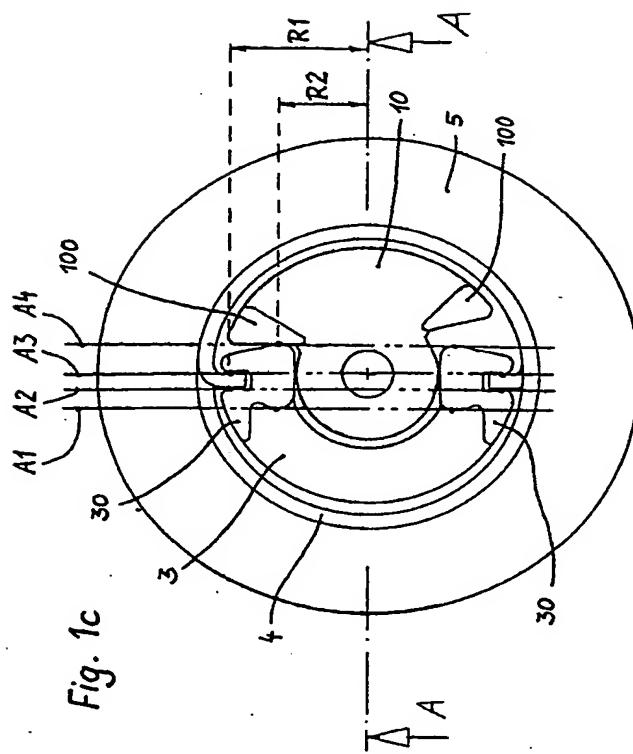


Fig. 1c

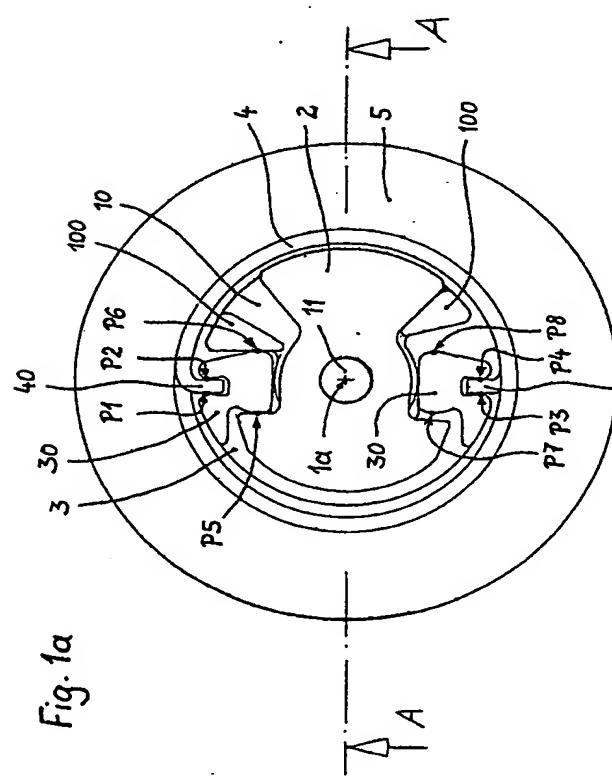
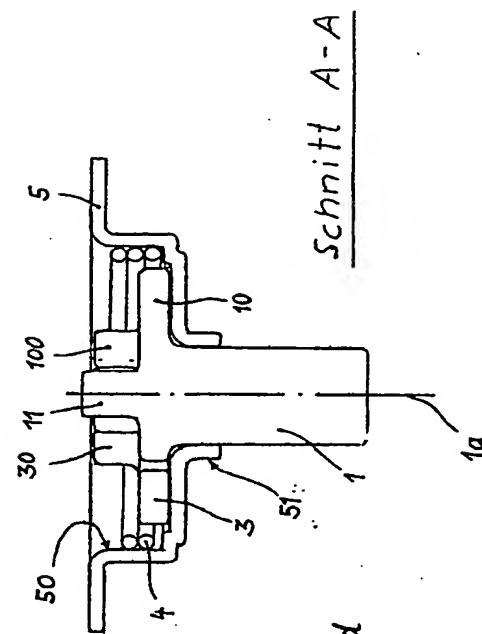
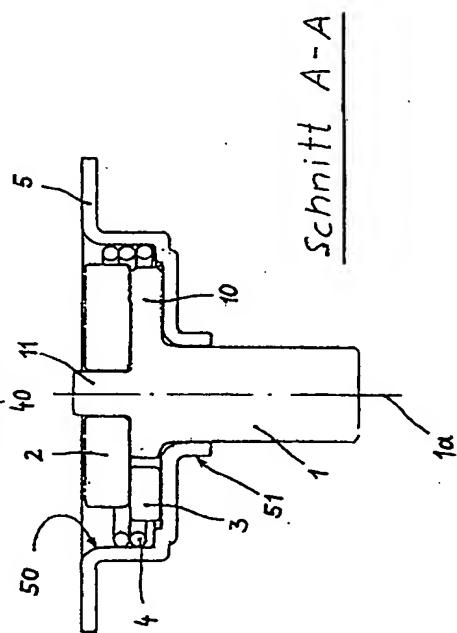


Fig. 1a



Schnitt A-A



Schnitt A-A

Fig. 1b

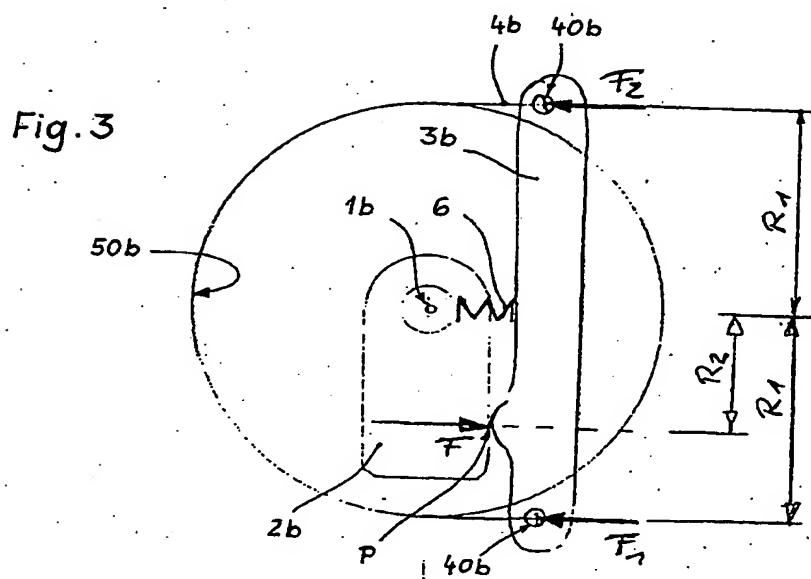
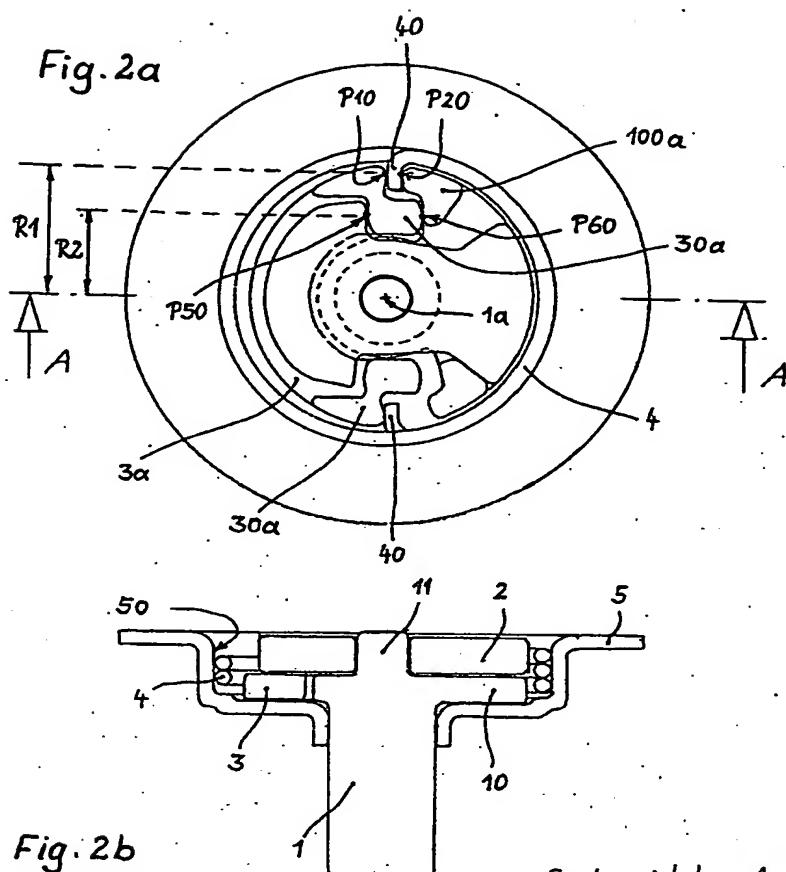
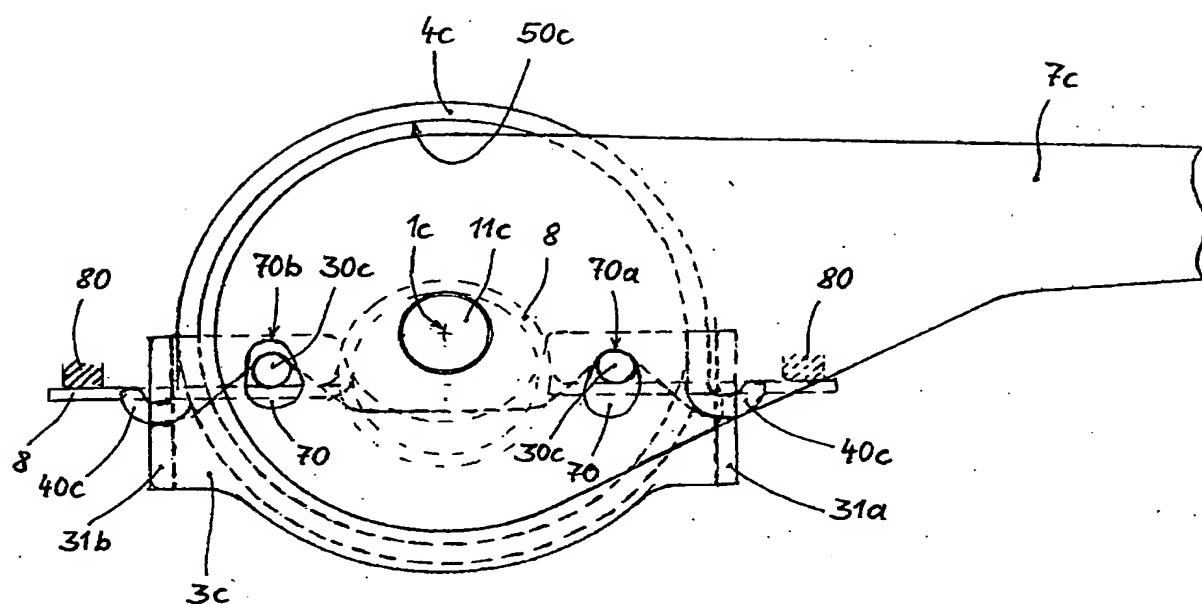


Fig. 4



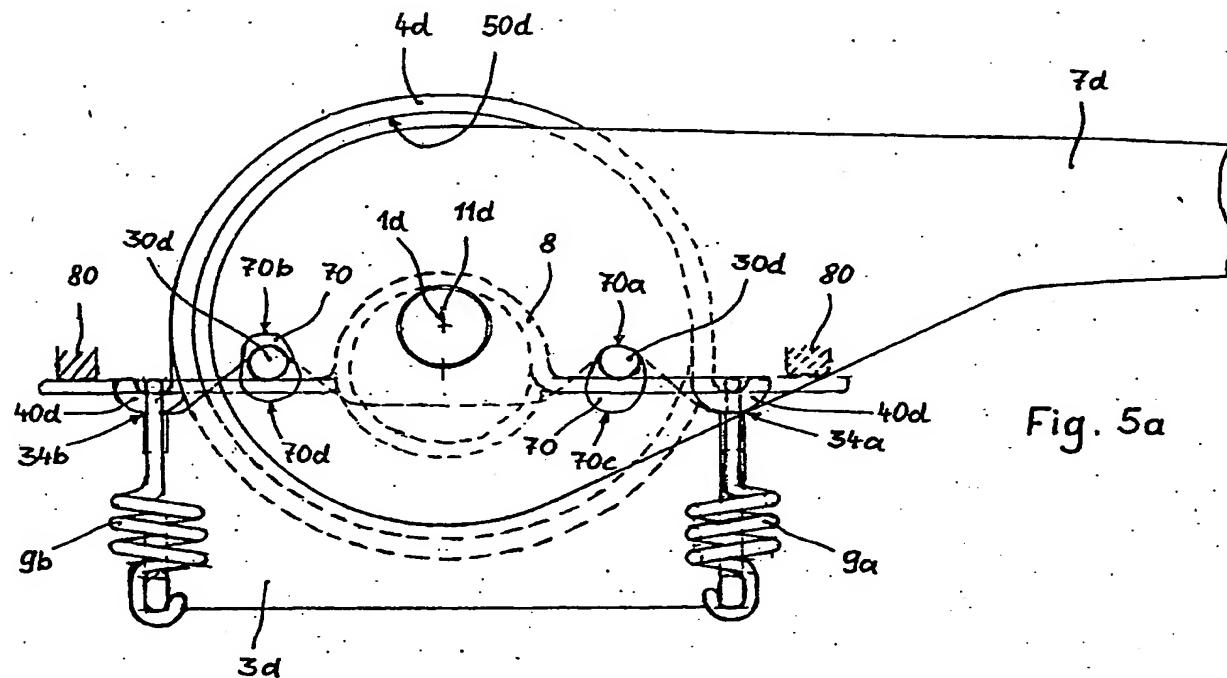


Fig. 5a

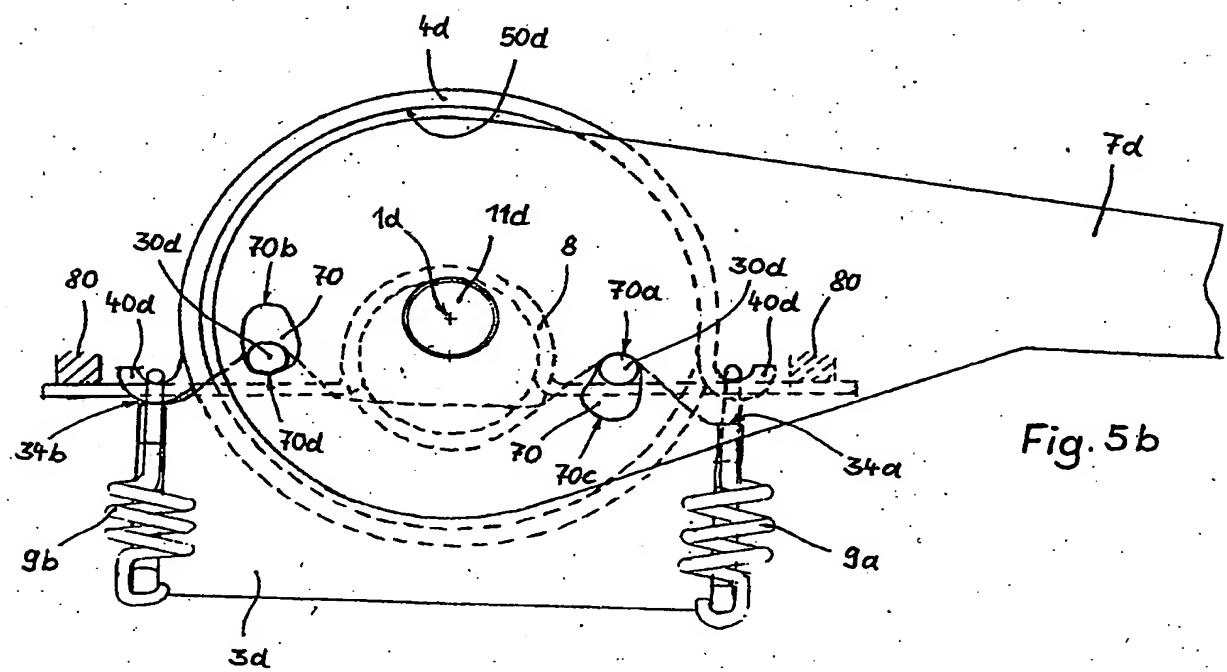


Fig. 5b

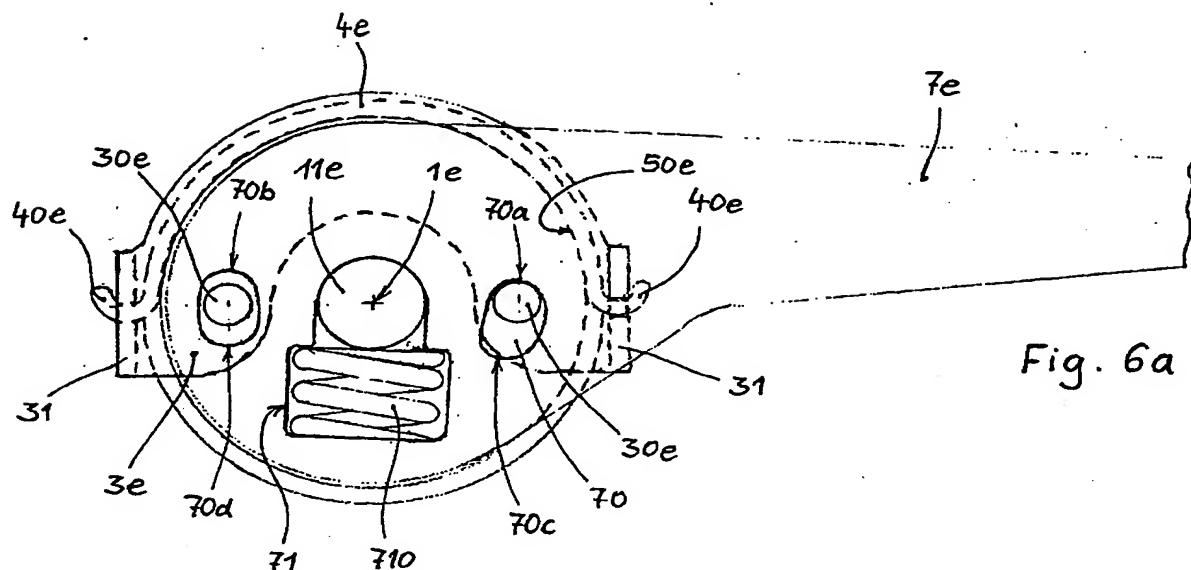


Fig. 6a

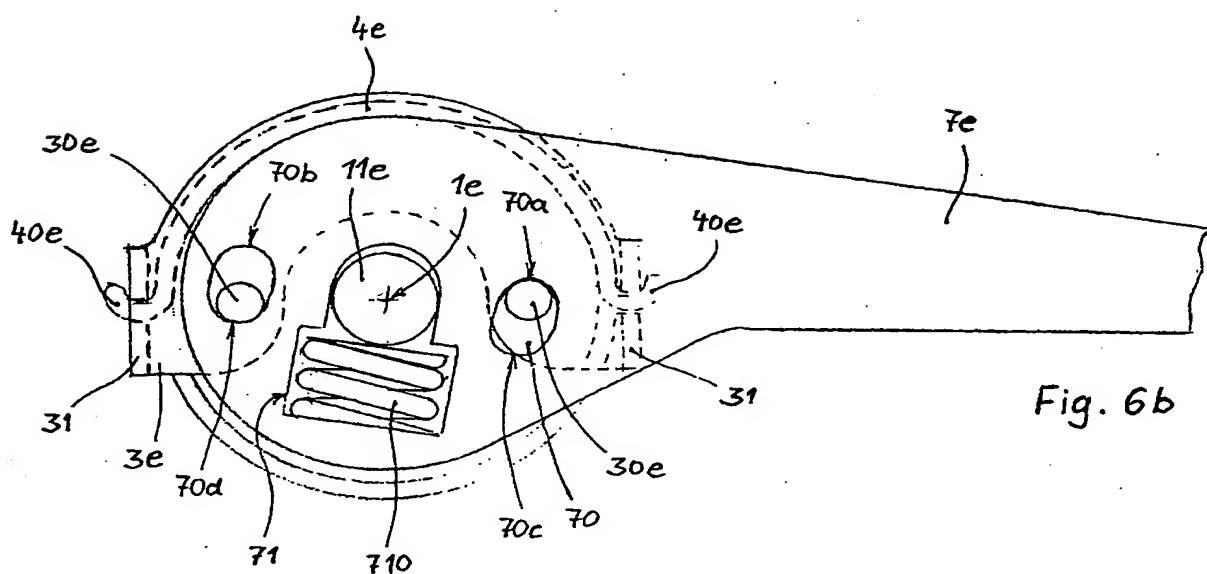


Fig. 6b